

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-112114

(P2001-112114A)

(43)公開日 平成13年4月20日 (2001.4.20)

(51)Int.Cl.
B 60 L 11/14
B 60 K 1/02
 17/04
B 60 L 7/10
 7/24

識別記号

F I
B 60 L 11/14
B 60 K 1/02
 17/04
B 60 L 7/10
 7/24

チーマート(参考)
 3 D 0 3 5
 3 D 0 3 9
 G 3 G 0 9 3
 5 H 1 1 5
 Z

審査請求 未請求 請求項の数 6 OL (全 14 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願平11-287932

(22)出願日 平成11年10月8日 (1999.10.8)

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72)発明者 三上 強

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74)代理人 100085361

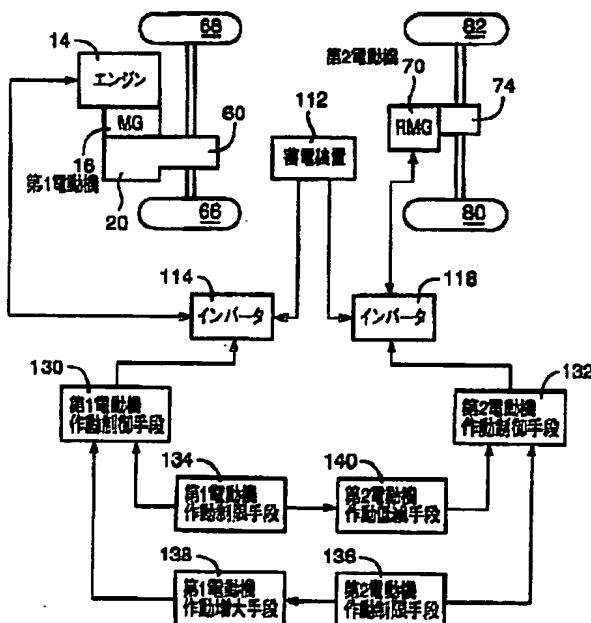
弁理士 池田 治幸 (外2名)

(54)【発明の名称】 前後輪駆動車両およびその制御装置

(57)【要約】

【課題】 前輪を駆動する第1電動機および後輪を駆動する第2電動機のいずれかの作動が制限されたとしても、車両の駆動力配分が得られて走行安定性が保持される前後輪駆動車両およびその制御装置を提供する。

【解決手段】 MG 16 (第1電動機)とRMG 70 (第2電動機)との熱定格の相互関係が特定の状態、たとえばMG 16の熱定格がRMG 70の熱定格よりも高くされたものであるため、前後輪駆動車両がその駆動力バランスを考慮したものとされることが可能、走行安定性が保持されることができる。また、第2電動機作動制限手段136によるRMG 70の作動制限時 (駆動作動制限時或いは回生作動制限時)には、第1電動機作動増大手段138によりMG 16の作動 (駆動作動或いは回生作動)が増大させられる。また、第1電動機作動制限手段134によるMG 16の作動制限時において、第2電動機出力低減手段140により前後輪の分配比を目標分配比とするためにRMG 70の作動が低減される。



(2)

特開2001-112114

1

2

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 前輪を駆動するための第1電動機と、後輪を駆動するための第2電動機とを備えた前後輪駆動車両であって、

前記第1電動機と前記第2電動機においてそれらの熱定格の相互関係が特定の状態とされていることを特徴とする前後輪駆動車両。

【請求項 2】 前記第1電動機の熱定格が前記第2電動機の熱定格よりも高くされたものである請求項1の前後輪駆動車両。

【請求項 3】 前輪を駆動するための第1電動機と、後輪を駆動するための第2電動機とを備えた前後輪駆動車両の制御装置であって、前記第2電動機の作動制限時において前記第1電動機の作動を増大させる第1電動機作動増大手段を有することを特徴とする前後輪駆動車両の制御装置。

【請求項 4】 前記第1電動機の熱定格が前記第2電動機の熱定格よりも高くされたものである請求項3の前後輪駆動車両の制御装置。

【請求項 5】 前輪を駆動するための第1電動機と、後輪を駆動するための第2電動機とを備えた前後輪駆動車両の制御装置であって、前記第1電動機の作動制限時において、前後輪の駆動力または制動力の分配比を予め定められた目標分配比とするために前記第2電動機の作動を低減する第2電動機作動低減手段を有することを特徴とする前後輪駆動車両の制御装置。

【請求項 6】 前記第1電動機の熱定格が前記第2電動機の熱定格よりも高くされたものである請求項5の前後輪駆動車両の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、前輪および後輪の一方を駆動する第1電動機と、他方を駆動する第2電動機とを有する車両において、その第1電動機および第2電動機とそれを制御する制御装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 車輪を駆動するために複数の電動機を備える形式の4輪駆動車両が知られている。このような4輪駆動車両は、各電動機の温度が高くなるに伴って、その温度が高くなつた電動機の駆動力を低減して電動機を保護するようにして4輪駆動車両の制御装置が提案されている。たとえば、特開平3-203502号公報に記載されたものがそれである。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、上記従来の4輪駆動車両の制御装置によれば、温度上昇による電動機出力の低減のために、車両全体としての駆動力配分を考慮していないため、電動機の出力が制限されると、駆

動力配分のバランスがくずれて車両挙動すなわち走行安定性に影響が出るおそれがあった。

【0004】 本発明は以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、前輪を駆動するための第1電動機および後輪を駆動するための第2電動機のいずれかの作動が制限されたとしても車両の駆動力配分が得られて走行安定性が保持される前後輪駆動車両およびその制御装置を提供することにある。

【0005】

10 【課題を解決するための第1の手段】かかる目的を達成するための第1発明の要旨とするところは、前輪を駆動するための第1電動機と、後輪を駆動するための第2電動機とを備えた前後輪駆動車両であって、前記第1電動機と前記第2電動機においてそれらの熱定格の相互関係が特定の状態とされていることにある。

【0006】

【第1発明の効果】 このようにすれば、第1電動機と第2電動機との熱定格の相互関係が特定の状態とされるため、前後輪駆動車両がその駆動力バランスを考慮したもののとされることができ、走行安定性が保持されることができる。

【0007】

【第1発明の他の態様】 ここで、好適には、前記第1電動機の熱定格が前記第2電動機の熱定格よりも高くされたものである。このようにすれば、後輪を駆動する第2電動機の熱定格が前輪を駆動する第1電動機の熱定格よりも低いため、後輪側の第2電動機の出力が先に制限されるが、後輪であるために比較的車両の安定性が保持される利点がある。

30 【0008】

【課題を解決するための第2の手段】 また、前記目的を達成するための第2発明の要旨とするところは、前輪を駆動するための第1電動機と、後輪を駆動するための第2電動機とを備えた前後輪駆動車両の制御装置であつて、その第2電動機の作動制限時において前記第1電動機の作動を増大させる第1電動機作動増大手段を有することにある。

【0009】

【第2発明の効果】 このようにすれば、後輪を駆動するための第2電動機の作動制限時において、前輪を駆動する第1電動機の作動が増大させられるため、比較的車両の安定性を保ちつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。たとえば、第2電動機の出力制限時においては車両の全駆動力を変化させないように第1電動機の出力が増大させられ、第2電動機の回生制限時においては車両の全回生制動力を変化させないように第1電動機の回生が増大させられることにより、車両の安定性が保持されるとともに、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。

【0010】

(3)

特開2001-112114

3

4

の運転点を移動させる。
【0028】上記ハイなどから成る蓄電装置駆動電流或いはそのMGされる発電電流を制御ためのMG制御装置1G70に供給される駆動蓄電装置112へ出力。モータ118を制御する含み、シフトレバー9(アクセル)開度θ(cc)、車速V、蓄電装置で、たとえば図5に示すいずれか1つの選択を行;ブレーキペダル12406或いはRMG70の多を発生させるトルク回数4の回転抵抗トルクによブレーキモードを選択す。
【0029】シフトレバジへ操作された場合、または定速走行ではモータオーナーC1が係合させられレーキB1が共に解放されにより車両が駆動されにおいて、蓄電装置11された下限値を下回った不をさらに必要とするためには、上記ETCモードで、それまでの走行RMG70が駆動され、により蓄電装置112が。
【0030】また、比較では直結モードが選択され2クラッチC2が共に係合されることにより逆させられ、専らエンジン14およびMG16によ専らエンジン14により16により蓄電装置11モードでは、サンギヤ2N_E(rpm)とキャリヤ16の回転数N_{MG}(rpm)ち無段変速機20の入力とは同じ値であるから、軸(縦軸)すなわち回転数軸R、およびキ(横軸)とから描かれる点線線に示されるものと記サンギヤ回転数軸Sと

【第2発明の他の態様】ここで、好適には、前記第1電動機の熱定格が前記第2電動機の熱定格よりも高くされたものである。このようにすれば、後輪を駆動する第2電動機の熱定格が前輪を駆動する第1電動機の熱定格よりも低いため、後輪側の第2電動機の出力が先に制限されるが、後輪であるために比較的車両の安定性が保持される利点がある。

【0011】

【課題を解決するための第3の手段】また、前記目的を達成するための第3発明の要旨とするところは、前輪を駆動するための第1電動機と、後輪を駆動するための第2電動機とを備えた前後輪駆動車両の制御装置であって、上記第1電動機の作動制限時において、前後輪の駆動力或いは制動力の分配比を予め定められた目標分配比とするために前記第2電動機の作動を低減する第2電動機出力低減手段を有することにある。

【0012】

【第3発明の効果】このようにすれば、前輪を駆動するための第1電動機の作動制限時において、後輪を駆動する第2電動機の作動が低減されることにより、前後輪の駆動力分配比または制動力分配比が予め定められた目標分配比とされるため、車両の安定性が確保される。たとえば、第1電動機の出力制限時においては後輪トルク分担比が維持されるようにまたはそれより前輪駆動側(FF側)となるように第2電動機の出力が低減され、また、第1電動機の回生制限時においても同様に第2電動機の回生が低減させられることにより、車両の安定性が保持されつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。

【0013】

【第3発明の他の態様】ここで、好適には、前記第1電動機の熱定格が前記第2電動機の熱定格よりも高くされたものである。このようにすれば、後輪を駆動する第2電動機の熱定格が前輪を駆動する第1電動機の熱定格よりも低いため、後輪側の第2電動機の出力が先に制限されるが、後輪であるために比較的車両の安定性が保持される利点がある。

【0014】

【発明の好適な実施の形態】以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

【0015】図1は、本発明が適用された4輪駆動車両すなわち前後輪駆動車両の動力伝達装置の構成を説明する骨子図である。この前後輪駆動車両は、前輪系を第1原動機を備えた第1駆動装置すなわち主駆動装置10にて駆動し、後輪系を第2原動機を備えた第2駆動装置すなわち副駆動装置12にて駆動する形式の車両である。

【0016】上記主駆動装置10は、空気および燃料の混合気が燃焼させられることにより作動させられる内燃機関であるエンジン14と、電気モータおよび発電機として選択的に機能する第1電動機であるモータジェネレ

10
【0017】上記遊星歯車装置18は、機械的に力を合成し或いは分配する合成分配機構であって、共通の軸心まわりに独立して回転可能に設けられた3つの回転要素、すなわち上記エンジン14にダンパ装置22を介して連結されたサンギヤ24と、第1クラッチC1を介して無段変速機20の入力軸26に連結され且つ上記MG16の出力軸が連結されたキャリヤ28と、第2クラッチC2を介して無段変速機20の入力軸26に連結され且つブレーキB1を介して非回転部材たとえばハウジング30に連結されるリングギヤ32とを備えている。上記キャリヤ28は、サンギヤ24およびリングギヤ32とかみ合い且つ相互にかみ合う1対のピニオン(遊星歯車)34および36を、それらの自転可能に支持している。上記第1クラッチC1、第2クラッチC2、ブレーキB1は、いずれも互いに重ねられた複数枚の摩擦板が油圧アクチュエータによって押圧されることにより係合せられたり、その押圧解除により解放されたりする油圧式摩擦係合装置である。

【0018】上記遊星歯車装置18とそのキャリヤ28に連結されたMG16は、エンジン14の作動状態すなわちサンギヤ24の回転状態においてMG16の発電量30を逐次増加させることすなわちMG16の回転駆動トルクである反力が逐次大きくなるようにキャリヤ28に発生させられることにより、リングギヤ32の回転数を滑らかに増加させて車両の滑らかな発進加速を可能とする電気トルコン(ETC)装置を構成している。このとき、遊星歯車装置18のギヤ比ρ(サンギヤ24の歯数/リングギヤ32の歯数)がたとえば一般的な値である0.5とすると、リングギヤ32のトルク:キャリヤ28のトルク:サンギヤ24のトルク=1/ρ:(1-ρ)/ρ:1の関係から、エンジン14のトルクが1/ρ倍たとえば2倍に増幅されて無段変速機20へ伝達されるので、トルク増幅モードと称される。

【0019】また、上記無段変速機20は、入力軸26および出力軸38にそれぞれ設けられた有効径が可変の1対の可変ブーリ40および42と、それら1対の可変ブーリ40および42に巻き掛けられた無端環状の伝動ベルト44とを備えている。それら1対の可変ブーリ40および42は、入力軸26および出力軸38にそれぞれ固定された固定回転体46および48と、その固定回転体46および48との間にV溝を形成するように入力軸26および出力軸38に対して軸心方向に移動可能且

(6)

特開2001-112114

9

10

つ軸心まわりに相対回り0および52と、それを付与して可変ブレーキ有効径を変化させ、回転速度/出力軸回転レシオ54および56となる。

【0020】上記無段変速されたトルクは、減速比および1対の車軸62、68へ伝達されるようだ。66、68の舵角を変更する。

【0021】前記副駆動第2電動機として機関(以下、RMGという)から出力されたトルクは、4、および1対の車軸70、82へ伝達される。

【0022】第1電動機に対応するRMG70係が特定の状態とされて定格はRMG70の熱定格MG16の熱定格がRM16は、前輪66、68ののような走行抵抗の大きな発駆動走行の中で最も車両条件下において、RMG7度上昇し、熱による作動必要に迫られる関係を意関係は、たとえば、MG連続定格よりも高く設定時間定格がRMG70のよりも高く設定されている16の冷却性能すなわち0の冷却性能よりも高くされていることなどによ状態で最大動力性能が要G16の温度上昇がRM定されていることを意味

【0023】図2は、前置18を種々の作動モード回路の構成を簡単に示すR、N、D、Bの各レンジー90に機械的に連結され、Dレンジ、BレンジC1の係合圧を調圧するオイルポンプから出力、Bレンジにおいてク第2調圧弁95へ元圧を

駆動すると同時に、たとえば無段変速機20の変速比γを低くさせて前輪66、68の駆動力を低下させる低μ路アシスト制御を実行する。

【0034】蓄電制御装置106は、電池、コンデンサなどの蓄電装置112の蓄電量SOCが予め設定された下限値SOC_Uを下回った場合には、MG16或いはRMG70により発電された電気エネルギーで蓄電装置112を充電あるいは蓄電するが、蓄電量SOCが予め設定された上限値SOC_Uを上まわった場合には、そのMG16或いはRMG70からの電気エネルギーで充電することを禁止する。また、上記蓄電に際して、蓄電装置112の温度T_Bの閾値である電力或いは電気エネルギーの受入制限W_{IN}と持出制限W_{OUT}との間の範囲を、実際の電力見込み値P_b [=発電電力P_{MC}+消費電力P_{RMG}(負)]が越えた場合には、その受け入れ或いは持ち出しを禁止する。

【0035】ブレーキ制御装置108は、たとえばTRC制御、ABS制御、VSC制御などを実行し、低μ路などにおける発進走行時、制動時、旋回時の車両の安定性を高めたり或いは牽引力を高めるために、油圧ブレーキ制御回路を介して各車輪66、68、80、82に設けられたホイールブレーキ66_{WB}、68_{WB}、80_{WB}、82_{WB}を制御する。たとえば、TRC制御では、各車輪に設けられた回転センサからの信号に基づいて、車輪車速(車輪回転速度に基づいて換算される車体速度)たとえば右前輪車輪車速V_{FR}、左前輪車輪車速V_{FL}、右後輪車輪車速V_{RR}、左後輪車輪車速V_{RL}、前輪車速[=(V_{FR}+V_{FL})/2]、後輪車速[=(V_{RR}+V_{RL})/2]、および車体車速(V_{FR}、V_{FL}、V_{RR}、V_{RL})のうちの最も遅い速度)を算出する一方で、たとえば主駆動輪である前輪車速と非駆動輪である後輪車速との差であるスリップ速度ΔVが予め設定された制御開始判断基準値ΔV_{s1}を越えると、前輪にスリップ判定をし、且つスリップ率R_s[=(ΔV/V_F)×100%]が予め設定された目標スリップ率R_{s1}内に入るようにスロットルアクチュエータ21、MG16の出力トルクを低下させると同時にホイールブレーキ66_{WB}、68_{WB}などを用いて前輪66、68の駆動力を低下させる。また、ABS制御では、制動時において、各車輪のスリップ率が所定の目標スリップ率範囲内になるように、ホイールブレーキ66_{WB}、68_{WB}、80_{WB}、82_{WB}を用いて前輪66、68、後輪80、82の制動力を維持し、車両の方向安定性を高める。また、VSC制御では、車両の旋回走行時において、図示しない舵角センサからの舵角、ヨーレートセンサからのヨーレート、2軸Gセンサからの前後左右加速度などに基づいて車両のオーパステア傾向或いはアンダステア傾向を判定し、そのオーパステア或いはアンダステアを抑制するように、ホイールブレーキ66_{WB}、68_{WB}、80_{WB}、82_{WB}のいずれか、およびスロットルアクチュエータ21やRMG70を制御する。

【0036】図7は、上記ハイブリッド制御装置104などの制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図7において、第1電動機操作制御手段130は、4輪駆動状態では、運転者要求トルクT_{drv}のうちの前輪荷重分担比である前輪トルク分担比(1-K_{rr})に相当する前輪駆動トルクを算出し、その前輪駆動トルクが前輪66、68から出力されるようにMG16を制御する。たとえば直結モードにおいてエンジン14とMG16とが同時に作動する場合には、そのエンジン14の出力と併せて上記前輪トルクとなるようにMG16を制御する。また、第1電動機操作制御手段130は、制動時においても、ブレーキペダル124の操作量や惰行走行時の車速変化量などに基づいて決まる要求制動トルクのうちの前輪トルク分担比(1-K_{rr})に相当する前輪回生トルクを算出し、その前輪回生トルクが前輪66、68から出力されるようにMG16を制御する。

【0037】第2電動機操作制御手段132は、4輪駆動状態では、運転者要求トルクT_{drv}のうちの後輪荷重分担比である後輪トルク分担比K_{rr}に相当する後輪駆動トルクを算出し、その後輪駆動トルクが後輪80、82から出力されるようにRMG70を制御する。また、第2電動機操作制御手段132は、制動時においても、ブレーキペダル124の操作量や惰行走行時の車速変化量などに基づいて決まる要求制動トルクのうちの後輪トルク分担比K_{rr}に相当する後輪回生トルクを算出し、その後輪回生トルクが後輪80、82から出力されるようにRMG70を制御する。なお、上記運転者要求トルクT_{drv}は、たとえば図10に示す予め記憶された関係から実際の車速Vおよびスロットル開度θに基づいて決定される。また、上記前輪荷重分担比(1-K_{rr})および後輪トルク分担比K_{rr}は、目標値でもあり、静的な前後輪荷重分担比(一定値)、或いは車両の前後加速度(前後G)を加味した動的な前後輪荷重分担比(前後Gの関数)に基づいて決定される。

【0038】上記MG16およびRMG70は、そのコイルを絶縁する材料の絶縁性能を確保するためには、その温度T_{MC}およびT_{RMG}によって使用が制限されるものであり、たとえば図8に示す出力トルク領域内で作動させられる必要がある。MG16の温度T_{MC}またはRMG70の温度T_{MC}がT_c度である場合は、図8のT=T_cに示される最大トルク線の内側の領域内すなわち出力制限値と回生制限値との範囲内で作動させられればよいが、T_c度である場合は、図8のT=T_cに示される最大トルク線の内側の小さな領域内で作動させられねばならないのである。また、前記蓄電装置112は、その電解質の劣化、内部損傷、或いは寿命の低下を防止するなどのために、その温度T_Bによってその持出電力或いは受入電力が制限されるものであり、たとえば図9に示すような、持出制限W_{OUT}と受入制限W_{IN}との間の範囲内で使用される必要がある。

(7)

特開2001-112114

11

【0039】このため、第1電動機作動制限手段134は、たとえば図8の関係からMG16の温度 T_{MG} で決まる出力制限値或いは回生制限値や、たとえば図9の関係から蓄電装置112の温度 T_B で決まる持出制限値 W_{OUT} および受入制限値 W_{IN} に基づいて、MG16の駆動作動或いは回生作動を制限する。同様に、第2電動機作動制限手段136は、たとえば図8の関係からRMG70の温度 T_{RMG} で決まる出力制限値或いは回生制限値や、たとえば図9の関係から蓄電装置112の温度 T_B で決まる持出制限値 W_{OUT} 或いは受入制限値 W_{IN} に基づいて、RMG70の駆動作動或いは回生作動を制限する。

【0040】第1電動機作動増大手段138は、上記第2電動機作動制限手段136によってRMG70の駆動作動或いは回生作動が制限された場合は、車両全体の駆動力或いは回生制動力を維持するためにすなわち変化させないために、その制限に相当する分だけMG16の駆動出力或いは回生出力を増大させる。また、第2電動機作動低減手段140は、前記第1電動機作動制限手段134によってMG16の駆動作動或いは回生作動が制限された場合は、車両の前後輪のトルク分担率を維持するためにすなわち前後輪の駆動力配分比或いは制動力配分比を予め定められた目標配分比とするために、その制限に相当する分だけRMG70の駆動出力或いは回生出力を低減させる。

【0041】図11は、前記ハイブリッド制御装置104の制御作動の要部を説明するフローチャートであって、エンジン14およびMG16を用いた直結走行モードにおける前後輪トルク分配制御ルーチンを示している。図11において、SA1の前処理では、図9の関係から蓄電装置112の実際の温度 T_B に基づいて受入制限値 W_{IN} 、持出制限値 W_{OUT} が算出され、図8の関係からMG16の温度 T_{MG} に基づいて温度制限済のMG16の最大許容トルク T_{MGmax} および最小許容トルク T_{MGmin} が算出され、図8の関係からRMG70の温度 T_{RMG} に基づいて温度制限済のRMG70の最大許容トルク T_{RMGmax} および最小許容トルク T_{RMGmin} が算出され、図示しない回転センサからの信号に基づいて、MG16*

(数式2)

$$P_{MG} + P_{RMG} = W_{OUT}$$

(数式3)

$$[(P_{MG} \times E F_{MG} + N_E \times T_{Ebase}) \times E F_{CVT}] : (P_{RMG} \times E F_{RMG})$$

$$= (1 - K_{tr}) : K_{tr}$$

(数式4)

$$N_{RMG} \times T_{RMG} + P_{RMGloss} (N_{RMG}, T_{RMG}) = P_{RMGmax}$$

【0045】SA32では、受入制限値 W_{IN} に基づいてRMG70の出力トルクの下限値 T_{RMGmin} が算出される。すなわち、数式5および6から P_{RMG} が求められ、これがRMG70の最小出力 P_{RMGmin} とされる。次い※

(数式5)

12

*の回転速度 N_{MG} 、RMG70の回転速度 N_{RMG} 、および無段変速機20の入力軸回転速度 N_{IN} が算出され、たとえば図10に示す関係から実際の車速 V およびスロットル開度 θ に基づいて運転者要求トルク T_{drv} が算出され、その運転者要求トルク T_{drv} 、補機駆動トルク、必要充電トルクなどに基づいて必要エンジン出力 P_v が算出される。ここで、上記運転者要求トルク T_{drv} や後述の出力或いは出力トルクは、回生制動力或いはトルクを表す負の値をも含むものであり、それらの増加或いは減少という表現はそれらの絶対値に基づいている。

【0042】続いて、SA2では、エンジン14に出力させるトルクの指令値を算出するために、図12のエンジン指令トルク算出ルーチンが実行される。すなわち、SA21では、上記必要エンジン出力 P_v およびエンジン回転速度 N_E に基づいて、エンジン14に出力させるためのエンジン出力トルク基本値 T_{Ebase} ($= P_v / N_E$) が算出される。次いで、SA22では、そのエンジン出力トルク基本値 T_{Ebase} に対してエンジン14の仕様に関連する上限値 T_{Emax} および下限値「0」の制限が加えられ ($0 \leq T_{Ebase} \leq T_{Emax}$)、制限済の値がエンジン出力トルク指令値 T_E とされる。エンジン14は、その出力トルクがそのエンジン出力トルク指令値 T_E となるように制御される。

【0043】続くSA3では、たとえば図13に示すリヤモータトルク仮決定ルーチンが実行されることにより、RMG70の出力トルク仮決定値 T_{RMGtmp} が算出される。すなわち、図13のSA31では、持出制限値 W_{OUT} に基づいてRMG70の出力トルクの上限値 T_{RMGmax} が算出される。すなわち、数式2および3から P_{RMG} が求められ、これがRMG70の最大出力 P_{RMGmax} とされる。次いで、この P_{RMGmax} とRMG70の回転速度 N_{RMG} から数式4を満足する T_{RMG} が求められ、これがRMG70の最大出力トルク T_{RMGmax} とされる。数式3において、 $E F_{MG}$ はMG16の効率、 $E F_{CVT}$ は無段変速機20の効率、 $E F_{RMG}$ はRMG70の効率である。数式4において、 $P_{RMGloss}$ (N_{RMG}, T_{RMG}) はRMG70のパワー損失である。

【0044】

※で、この P_{RMGmin} とRMG70の回転速度 N_{RMG} から数式7を満足する T_{RMG} が求められ、これがRMG70の最小出力トルク T_{RMGmin} とされる。

【0046】

(8)

特開2001-112114

13

14

$$P_{RMG} + P_{RMG1loss} = W_{IN}$$

(式数6)

$$[(P_{MG} \times E F_{MG} + N_R \times T_{EBase}) \times E F_{CVT}] : (P_{RMG} \times E F_{RMG}) \\ = (1 - K_{tr}) : K_{tr}$$

(式数7)

$$N_{RMG} \times T_{RMG} + P_{RMG1loss} (N_{RMG}, T_{RMG}) = P_{RMG_{min}}$$

【0047】続いて、前記第2電動機作動制御手段13
2に対応するSA33では、RMG70の出力トルク基本値 $T_{RMGbase}$ を、式8から算出する。この出力トルク基本値 $T_{RMGbase}$ は、RMG70から出力される基本トルクであり、原則的にはこの値が出力されるようにRMG70が駆動されるが、実際には、後述の上下限ガード処理後の値が出力されるようにRMG70が駆動される。式8において、GRRは副駆動装置12(減速装置72)の減速比である。

【0048】

$$(式数8) T_{RMGbase} = T_{drv} \times K_{tr} / GRR$$

【0049】そして、前記第2電動機作動制限手段13
6に対応するSA34では、上記出力トルク基本値 $T_{RMGbase}$ に対して、蓄電装置112に由来する制限およびRMG70の温度に由来する制限を行うための、上記 T_{RMGmax} および T_{RMGmin} 、前記 T_{RMGmax} および T_{RMGmin} による上下限ガード処理が式9および式10に従って実行され、上下限ガード処理後の値がRMG70の出力トルク仮決定値 T_{RMGtmp} として決定される。

【0050】

$$(式数9) T_{RMGtmp} \leq T_{RMGbase} \leq T_{RMGmax}$$

$$(式数10) T_{RMGmin} \leq T_{RMGbase} \leq T_{RMGmax}$$

【0051】図11に戻って、SA4では、たとえば図14に示すフロントモータトルク仮決定ルーチンが実行されることにより、MG16の出力トルク仮決定値 T_{MGtmp} が算出される。すなわち、図14のSA41では、持出制限値 W_{OUT} に基づいてMG16の出力トルクの上限値 T_{MGmax} が算出される。すなわち、式11から上記RMG70の出力トルク仮決定値 T_{RMGtmp} に基づいてRMG70の出力 P_{RMG} が算出され、そのRMG70の出力 P_{RMG} からMG16の最大出力 P_{MG} (= $W_{OUT} - P_{RMG}$)が算出され、式12からそのMG16の最大出力 P_{MG} (= $W_{OUT} - P_{RMG}$)に基づいてMG16の最大出力トルク T_{MG} が求められ、これが T_{MGtmp} とされる。また、RMG70の出力 P_{RMG} からMG16の最小出力 P_{MG} (= $W_{IN} - P_{RMG}$)が算出され、式12からそのMG16の最小出力トルク T_{MG} が求められ、これが T_{MGmin} とされる。式12において、 $P_{MG1loss}$ (N_{MG} , T_{MG})はMG16の損失である。

【0052】(式数11) $P_{RMG} = N_{RMG} \times T_{RMGtmp} + P_{RMG1loss}$ (N_{RMG} , T_{RMG})

(式数12) $N_{MG} \times T_{MG} + P_{MG1loss}$ (N_{MG} , T_{MG}) = P_{MG}

【0053】次いで、前記第1電動機作動制御手段13
0に対応するSA42では、MG16の出力トルク基本値 T_{MGbase} を、式13から運転者要求トルク T_{drv} およびRMG70の出力トルク仮決定値 T_{RMGtmp} 、エンジン出力トルク基本値 T_{EBase} に基づいて算出し、その出力トルク基本値 T_{MGbase} がMG16から出力されるよう指揮する。式13において、GRRは主駆動装置(遊星歯車装置18および無段変速機20)の減速比である。式13では、運転者要求トルク T_{drv} からRMG70の出力トルク仮決定値 T_{RMGtmp} に減速比GRRを差し引いた値に基づいてMG16の出力トルク基本値 T_{MGbase} が算出されているので、たとえばSA34においてRMG70の出力トルクが制限されたときは、その分だけMG16の出力トルク基本値 T_{MGbase} が増加させて、車両の合計駆動力あるいは回生制動力が一定に保持されるようになっている。したがって、本実施例では、このSA42は、前記第1電動機作動増大手段138にも対応している。

$$(式数13) T_{MGbase} = (T_{drv} - T_{RMGtmp} \times GRR) / GRR - T_{EBase}$$

【0054】(式数13) $T_{MGbase} = (T_{drv} - T_{RMGtmp} \times GRR) / GRR - T_{EBase}$
【0055】続いて、前記第1電動機作動制限手段13
4に対応するSA43では、上記出力トルク基本値 T_{MGbase} に対して、蓄電装置112に由来する制限および
30 MG16の温度に由来する制限を行うための、上記 T_{MGmax} および T_{MGmin} 、前記 T_{MGmax} および T_{MGmin} による上下限ガード処理が式14および式15に従って実行され、上下限ガード処理後の値がMG16の出力トルク仮決定値 T_{MGtmp} として決定される。

【0056】

$$(式数14) T_{MGmin} \leq T_{MGbase} \leq T_{MGmax}$$

$$(式数15) T_{MGmin} \leq T_{MGbase} \leq T_{MGmax}$$

【0057】図11に戻って、SA5では、前輪(車軸)の仮トルク T_{frtmp} が式16から算出され、後輪(車軸)の仮トルク T_{rrtmp} が式17から算出される。
40 【0058】(式数16) $T_{frtmp} = (T_{MG} + T_{EBase}) \times (N_{IN}/N_{OUT}) \times E F_{CVT} \times GRR$

$$(式数17) T_{rrtmp} = T_{RMGtmp} \times GRR$$

【0059】次に、SA6において、上記後輪の仮トルク $|T_{frtmp}|$ が、前輪の仮トルク T_{frtmp} と後輪の仮トルク T_{rrtmp} との合計値 $|T_{frtmp} + T_{rrtmp}|$ に後輪トルク分配比 K_{tr} を掛けた値以下であるか否か、すなわち、合計値 $|T_{frtmp} + T_{rrtmp}|$ に対する後輪の仮トルク $|T_{rrtmp}|$ の割合 $(|T_{rrtmp}| / |T_{frtmp} + T_{rrtmp}|)$ が後輪トルク分配比 K_{tr} 以下であるか否かが判断される。このS

15

A 6 の判断が肯定される場合は、SA 7において、上記後輪の仮トルク $T_{RMG:tmp}$ が RMG 70 の出力トルク T_{RMG} として決定される。

【0060】しかし、上記 SA 6 の判断が否定される場合は、SA 8において、RMG 70 の出力トルクが再計算された後、上記 SA 7 が実行される。この SA 8 では、たとえば図 15 に示すリヤモータ出力トルク再計算ルーチンが実行される。図 15 の SA 8 1 では、数式 1 8 から前輪仮トルク $T_{f:tmp}$ と前輪トルク配分比 $(1 - K_{fr})$ および後輪トルク配分比 K_{rr} の割合 $[K_{rr} / (1 - K_{fr})]$ に基づいて後輪のトルク $T_{r:tmp}$ が算出され、SA 8 2 では、数式 1 9 からその後輪のトルク $T_{r:tmp}$ と副駆動装置 1 2 の減速比 GRR とに基づいて RMG 70 の仮出力トルク値 $T_{RMG:tmp}$ が算出される。ここで、たとえば、前記 SA 4 3 により MG 1 6 の出力トルクが制限されたために、前輪の仮トルク $T_{f:tmp}$ と後輪の仮トルク $T_{r:tmp}$ との合計値 $|T_{f:tmp} + T_{r:tmp}|$ に対する後輪の仮トルク $|T_{r:tmp}|$ の割合 $(|T_{r:tmp}| / |T_{f:tmp} + T_{r:tmp}|)$ が後輪トルク分配比 K_{rr} を上まわった場合には、上記数式 1 8 によって、前輪仮トルク $T_{f:tmp}$ および後輪仮トルク $T_{r:tmp}$ の分配比 $(T_{f:tmp} / T_{r:tmp})$ が予め定められた目標分配比である前輪トルク配分比 $(1 - K_{fr})$ および後輪トルク配分比 K_{rr} の分配比 $[K_{rr} / (1 - K_{fr})]$ となるように、すなわち実際の前後輪の駆動力配分比或いは回生制動力配分比が目標分配比 $[K_{rr} / (1 - K_{fr})]$ となるように後輪仮トルク $T_{r:tmp}$ が上記 MG 1 6 の出力トルクの制限量に対応して低減されるので、上記 SA 8 は前記第 2 電動機作動低減手段 1 4 0 に対応している。

【0061】(数式 1 8) $T_{r:tmp} = T_{f:tmp} \times [K_{rr} / (1 - K_{fr})]$

(数式 1 9) $T_{RMG:tmp} = T_{r:tmp} \times GRR$

【0062】上述のように、本実施例によれば、MG 1 6 (第 1 電動機) と RMG 70 (第 2 電動機) との熱定格の相互関係が特定の状態とされるため、前後輪駆動車両がその駆動力バランスを考慮したものとされることが可能、走行安定性が保持されることができる。

【0063】また、本実施例によれば、MG 1 6 (第 1 電動機) の熱定格が RMG 70 (第 2 電動機) の熱定格よりも高くされたものであることから、後輪 80、82 を駆動する RMG 70 の熱定格が前輪 66、68 を駆動する MG 1 6 の熱定格よりも低く、後輪側の RMG 70 の出力が先に制限されるが、後輪 80、82 であるために比較的車両の安定性が保持される利点がある。

【0064】また、本実施例によれば、第 2 電動機作動制限手段 1 3 6 (SA 3 4) による RMG 70 の作動制限時 (駆動作動制限時或いは回生作動制限時) において、第 1 電動機作動増大手段 1 3 8 (SA 4 2) により MG 1 6 の作動 (駆動作動或いは回生作動) が増大せられるため、比較的車両の安定性を保ちつつ、車両の全

(9)

特開 2001-112114

16

駆動力或いは回生制動力が確保される。たとえば、RMG 70 の出力制限時においては運転者要求トルク T_{drv} に対応する車両の全駆動力を変化させないように MG 1 6 の出力が増大させられ、RMG 70 の回生制限時においては車両の全回生制動トルクを変化させないように MG 1 6 の回生が増大させられることにより、車両の安定性が保持されつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。

【0065】また、本実施例によれば、第 1 電動機作動制限手段 1 3 4 (SA 4 3) による MG 1 6 の作動制限時において、第 2 電動機出力低減手段 1 4 0 (SA 8) により前後輪の分配比を目標分配比とするためにすなわち後輪 80、82 のトルク分配比を K_{rr} とするために RMG 70 の作動が低減させられるため、車両の安定性が確保される。たとえば、MG 1 6 の出力制限時においては前後輪のトルク分担比すなわち後輪トルク分担比 K_{rr} が維持されるように、またはそれよりも前輪駆動 (FF) となるように RMG 70 の出力が低減させられ、また、MG 1 6 の回生制限時においても同様に RMG 70 の回生が低減させられることにより、車両の安定性が保持されつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。

【0066】以上、本発明の一実施例を図面に基づいて説明したが、本発明は他の態様においても適用される。

【0067】たとえば、前述の実施例の 4 輪駆動車両では、空気および燃料の混合気が燃焼させられることにより作動させられる内燃機関であるエンジン 1 4 と、電気モータおよび発電機として選択的に機能するモータジェネレータ (以下、MG という) 1 6 と、ダブルピニオン型の遊星歯車装置 1 8 と、変速比が連続的に変化させられる無段変速機 2 0 とを同心に備えた主駆動装置 1 0 により主駆動輪である前輪 6 6、6 8 が駆動されていたが、専らモータ (電動機)、或いは専ら MG 1 6 により前輪 6 6、6 8 が駆動される 4 輪駆動車両であってよい。

【0068】また、前述の実施例の車両では、前輪 6 6、6 8 が主駆動装置 1 0 により駆動され、後輪 80、82 が副駆動装置 1 2 により駆動される 4 輪駆動車両であったが、逆に、前輪 6 6、6 8 が副駆動装置 1 2 により駆動され、後輪 80、82 が主駆動装置 1 0 により駆動される 4 輪駆動車両であってよい。

【0069】以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の一実施例の制御装置を備えた 4 輪駆動車両の動力伝達装置の構成を説明する骨子図である。

【図 2】図 1 の遊星歯車装置を制御する油圧制御回路の要部を説明する図である。

(10)

特開2001-112114

17

【図3】図1の4輪駆動車両に設けられた制御装置を説明する図である。

【図4】図3のエンジン制御装置により制御されるエンジンの運転点の目標である最良燃費率曲線を示す図である。

【図5】図3のハイブリッド制御装置により選択される制御モードを示す図表である。

【図6】図3のハイブリッド制御装置により制御されるETCモードにおける遊星歯車装置の作動を説明する共線図である。

【図7】図3のハイブリッド制御装置などの制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図8】図1または図3のMG或いはRMGの温度をパラメータとする出力トルク領域を示す図である。

【図9】図3の蓄電装置における受入制限値 W_{IN} および持出し制限値 W_{OUT} の温度特性を示す図である。

【図10】車速Vおよびスロットル開度θから運転者要求トルク T_{req} を決定するための関係を示す図である。

【図11】図3のハイブリッド制御装置などの制御作動

18

の要部を説明するフローチャートである。

【図12】図11のSA2のエンジン指令トルク算出ルーチンを示す図である。

【図13】図11のSA3のRMG出力トルク仮決定ルーチンを示す図である。

【図14】図11のSA4のMG出力トルク決定ルーチンを示す図である。

【図15】図11のSA8のRMG出力トルク再計算ルーチンを示す図である。

10 【符号の説明】

16 : MG (第1電動機)

66, 68 : 前輪

70 : リヤモータジェネレータ (第2電動機)

80, 82 : 後輪

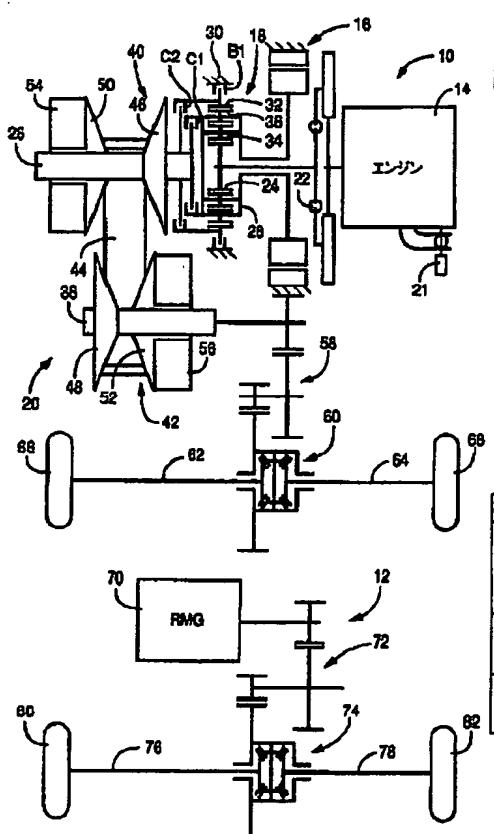
134 (SA43) : 第1電動機作動制限手段

136 (SA34) : 第2電動機作動制限手段

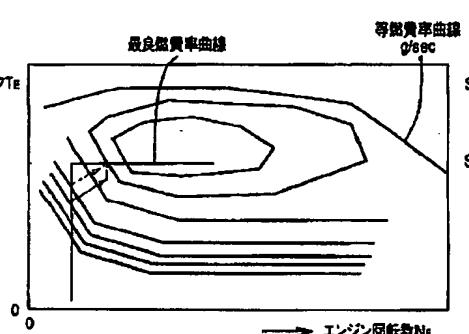
138 (SA42) : 第1電動機作動増大手段

140 (SA8) : 第2電動機作動低減手段

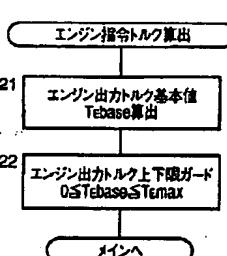
【図1】



【図4】



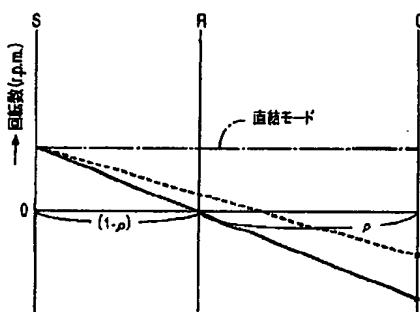
【図12】



【図5】

レンジ	モード	併合制御	C1	C2	B1
B,D	ETCモード	X	O	X	
	直結モード	O	O	X	
	モータ走行モード	O	X	X	
N,P	ニュートラルモード1,2	X	X	X	
	充電, Eng駆動	X	X	O	
R	モータ走行モード	O	X	X	
	ブリッケーション走行モード	O	X	O	

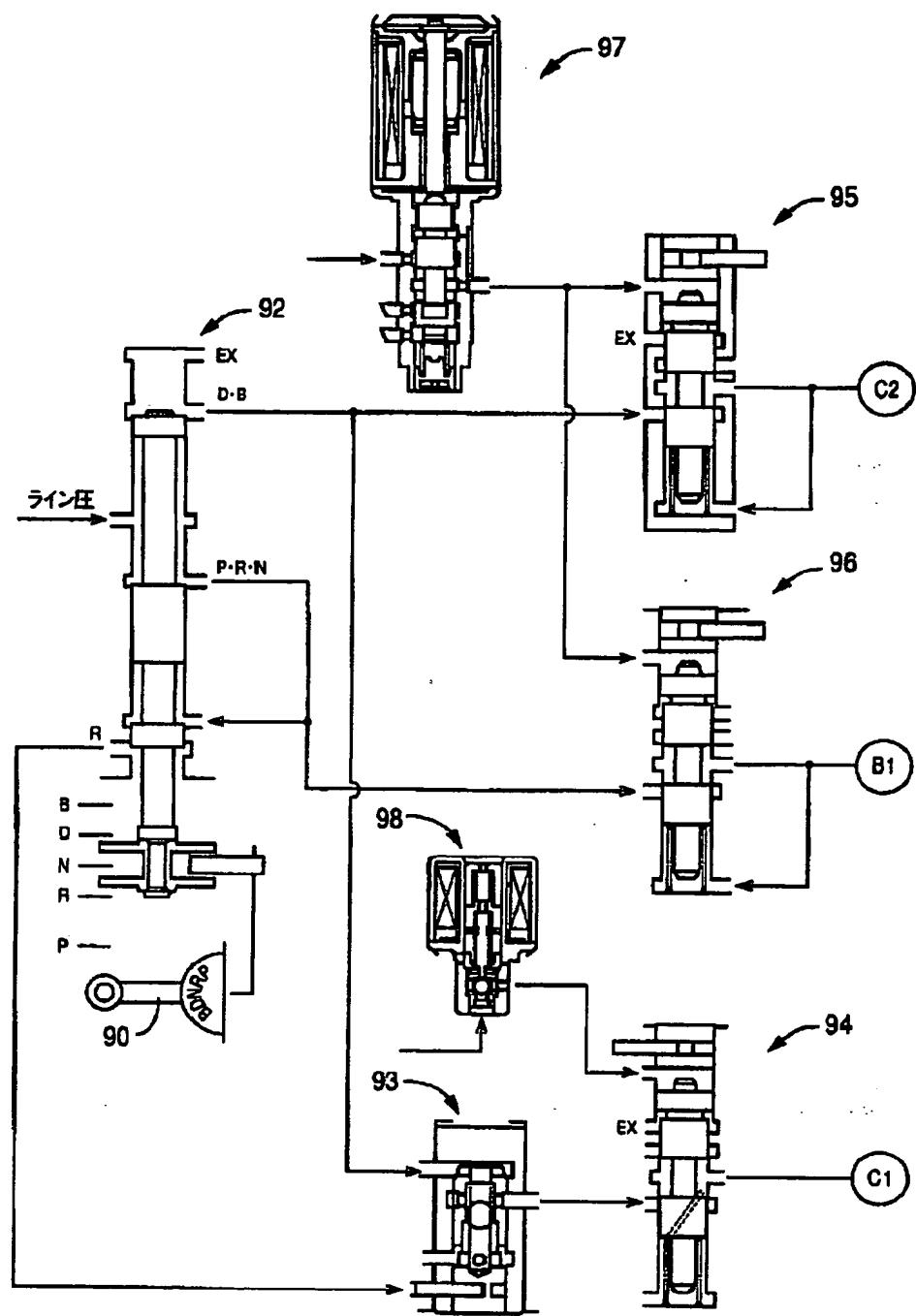
【図6】



(11)

特開2001-112114

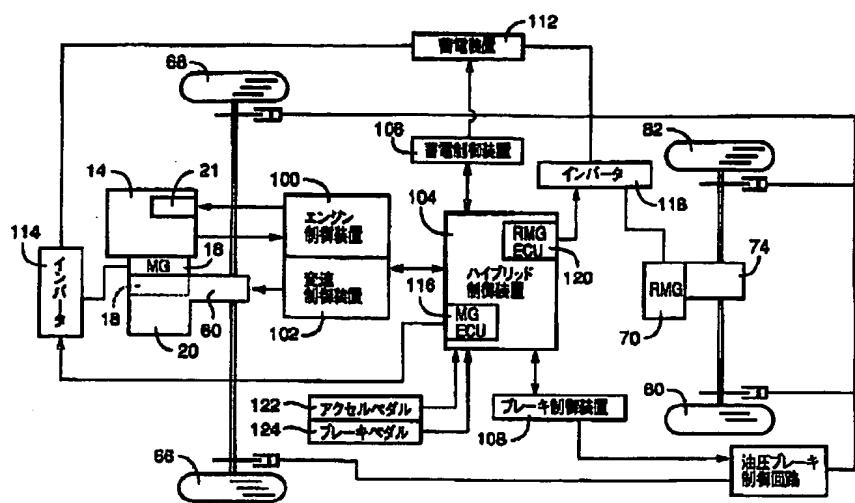
【図2】



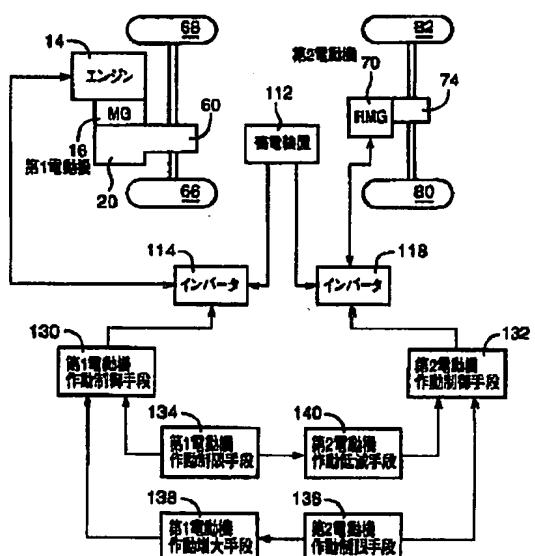
(12)

特開2001-112114

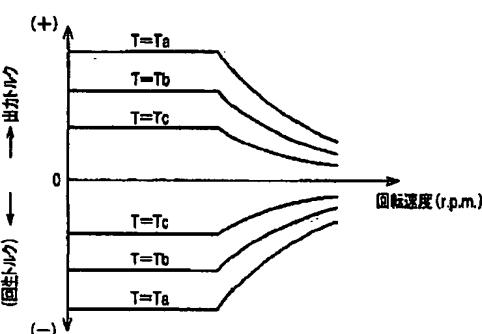
【図3】



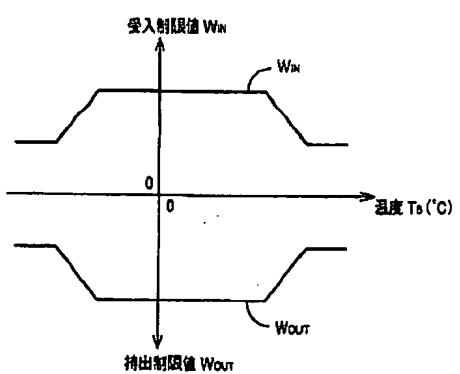
【図7】



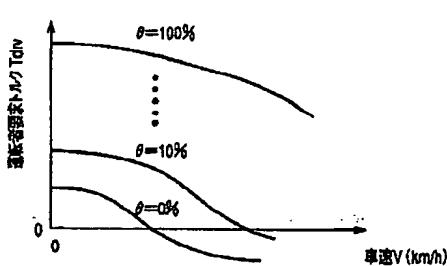
【図8】



【図9】



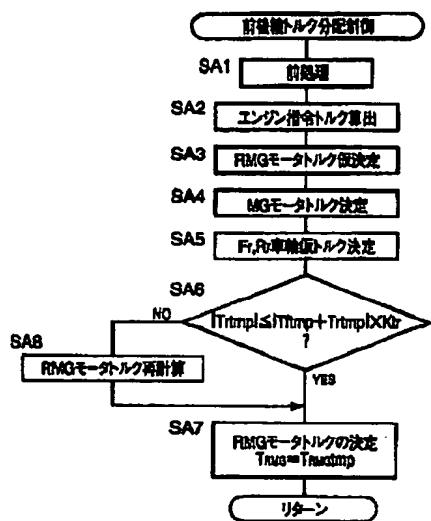
【図10】



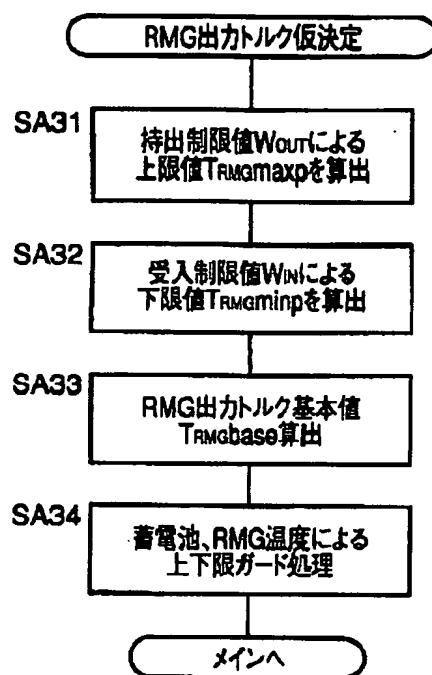
(13)

特開2001-112114

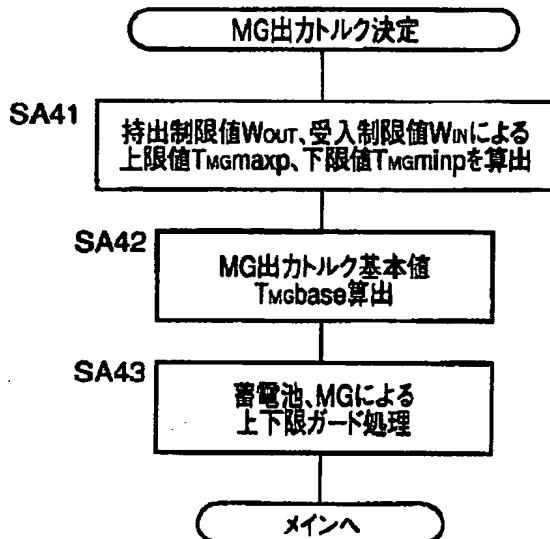
【図11】



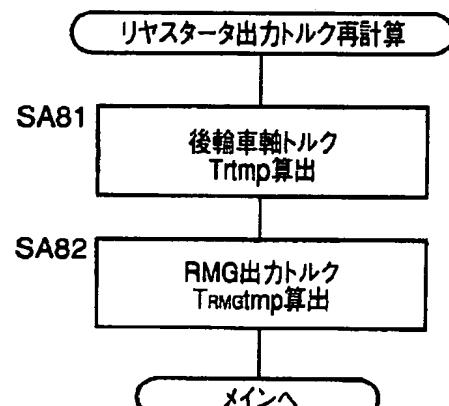
【図13】



【図14】



【図15】



フロントページの続き

(51)Int.CI.7

識別記号

F 0 2 D 29/06

// B 6 O K 6/02

F I

F 0 2 D 29/06

B 6 O K 9/00

テマコード*(参考)

D

E

(14)

特開2001-112114

F ターム(参考) 3D035 AA06
3D039 AA00 AB27 AC21 AC34 AC39
AC74
3G093 AA03 AA06 AA07 AA16 BA01
DA06 DB00 DB05 DB11 DB15
EB00 ECO2
5H115 PG04 PI16 PI29 PU01 PU25
QE01 QE10 QE14 QE15 QE16
QH02 QI04 QI07 QN03 QN06
RB08 RB15 RE01 RE03 RE05
RE13 SE05 SE08 SJ12 SJ13
TB01 TE03 TI01 TO04 TO21
TO23 TO30 TR04 TU12 TZ01